

文章编号 :1009-038X(2000)04-0381-04

基于动载荷的齿轮传动系统瞬态弹流润滑分析

卢立新¹, 张和豪²

(1. 无锡轻工大学机械工程学院, 江苏无锡 214036; 2. 上海大学—上海市应用数学和力学研究所, 上海 200072)

摘要: 综合考虑了齿轮传动系统振动影响、润滑流体的可压缩性, 以及滑动速度和曲率半径随时间和坐标的变化, 进行了动载荷下的直齿轮传动弹流润滑数值分析, 获得了齿轮传动沿啮合线的中心油膜及摩擦系数的分布, 并给出了 7 个特殊啮合点上的压力分布及油膜形状。

关键词: 弹流润滑, 齿轮传动, 瞬态效应, 振动

中图分类号: TH132.4

文献标识码: A

Transient Elasto-Hydrodynamic Lubrication of Gear Transmission System Based on Dynamic Load

LU Li-xin¹, ZHANG He-hao²

(1. School of Mechanical Engineering, Wuxi University of Light Industry, Wuxi 214036; 2. Shanghai Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai University, Shanghai 200072)

Abstract: By considering vibration effects of gear transmission system, compressibility of Lubricant and transient effect of sliding velocity, curvature varying with time and coordinate, the elasto-hydrodynamic lubrication analysis on spur gears was given. The central film thickness and coefficients of friction varying along the meshing line, as well as the pressure distribution and film shape of seven special points were obtained.

Key words: elasto-hydrodynamic lubrication; gear transmission; transient effect; vibration

在齿轮传动中, 载荷、速度以及综合曲率半径都是沿啮合线变化的, 即齿轮是在瞬态工况下工作的, 目前瞬态效应已越来越引起人们的关注。应用瞬态弹流润滑理论对直齿圆柱齿轮传动进行分析, 国内外一些学者在这一方面作了探讨^[1-7], 但分析过程中都是以理想直齿轮传动的标准载荷谱作为其载荷计算的依据; 由于实际齿轮传动系统在传递动力过程中总是不可避免地产生振动, 由此产生的作用在啮合轮齿的载荷为动载荷, 故进行动载荷下

的直齿轮传动瞬态弹流分析从理论上讲更接近实际情况。为此华东耘等^[8]进行了齿轮传动系统动态—瞬态弹流润滑研究, 但分析过程中没有考虑流体的可压缩性。在此基础上, 作者综合考虑齿轮传动系统振动影响、滑动速度和曲率半径随时间和坐标的变化以及润滑流体的可压缩性, 进行动载荷下的直齿轮传动弹流润滑分析, 获得了齿轮传动沿啮合线的油膜压力、油膜形状以及摩擦系数的分布。其中的动载荷是由一个 8 个质量、16 个自由度的振动

收稿日期: 1999-11-23; 修订日期: 2000-04-21.

基金项目: 国家自然科学基金项目资助课题(59675224).

作者简介: 卢立新(1966-)男, 江苏宜兴人, 工学硕士, 副教授。

模型分析计算而得,振动模型及其数值模拟方法见参考文献[9].

1 理论分析

1.1 瞬态弹流润滑方程组的建立

考虑可压缩流体的一维流动,瞬态弹流润滑方程组为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12 \frac{\partial}{\partial x} (\mu \rho h) + 12 \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (1)$$

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E} \int_{x_b}^{x_a} \rho(\xi) \ln(x - \xi) d\xi + C \quad (2)$$

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p) \quad (3)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{C_a p}{1 + C_b p} \right) \quad (4)$$

$$W = \int_{x_b}^{x_a} \rho(x) dx \quad (5)$$

边界条件为: $x = x_a, p = 0; x = x_b, p = dp/dx = 0$.

由于瞬态量受滑动速度 $u(x, t)$ 和综合曲率半径 $R(x, t)$ 的影响,故由此决定的油膜压力 $p(x, t)$,油膜厚度 $h(x, t)$,摩擦系数 $f(x, t)$ 也是瞬态量.

1.2 摩擦系数的计算

考虑到齿轮传动过程中两接触轮齿表面滑差变化较大,对摩擦力计算采用非线性粘塑性模型——Bair-Winer 模型. 经近似简化后可得两轮齿润滑表面的剪应力

$$\begin{cases} \tau_1 = \frac{\mu \cdot \dot{\gamma}_1}{1 + \dot{\gamma}_1 \mu / \tau_L} \\ \tau_2 = \frac{\mu \cdot \dot{\gamma}_2}{1 + \dot{\gamma}_2 \mu / \tau_L} \end{cases} \quad (6)$$

式中 $\dot{\gamma}_1, \dot{\gamma}_2$ 分别为两轮齿表面上的剪切应变率,其值为

$$\begin{cases} \dot{\gamma}_2 = \dot{\gamma} \Big|_{y=h} = \frac{u_2 - u_1}{h} + \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 + \frac{\mu}{\tau_L} \cdot \frac{u_2 - u_1}{h} \right) \\ \dot{\gamma}_1 = \dot{\gamma} \Big|_{y=0} = \frac{u_2 - u_1}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 + \frac{\mu}{\tau_L} \cdot \frac{u_2 - u_1}{h} \right) \end{cases} \quad (7)$$

而 τ_L 为极限剪应力,对于大多数润滑油,在很宽的范围内其随压力作线性变化,其值可表示为

$$\tau_L = \tau_0 + \beta \cdot p \quad (8)$$

式中 τ_0 为极限剪应力, β 为比例常数,取值范围为 0.05~0.1,本文取 0.08. 故两轮齿表面的摩擦力为

$$F = \int_{x_a}^{x_b} \tau_{1,2} dx \quad (9)$$

摩擦系数为

$$f = \frac{F}{W} = \frac{|F_1| + |F_2|}{2W} \quad (10)$$

1.3 齿轮传动几何运动参数的换算

渐开线直齿轮传动的啮合几何关系如图 1 所示.

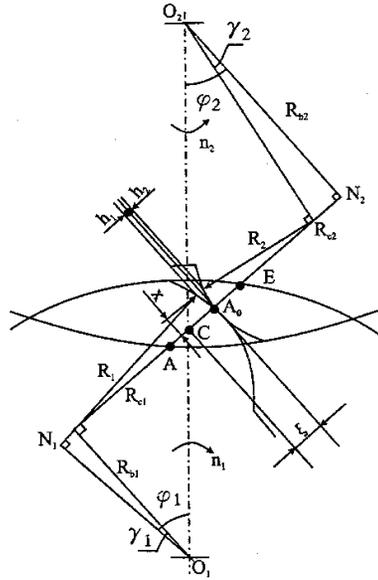


图 1 齿轮传动关系

Fig. 1 Geometry of gear transmission

两齿轮轮齿润滑接触区内距点 A_0 为 x 处的瞬态曲率半径为

$$\begin{cases} R_1 = R_{c1} - (R_{b1}/R_{c1})x \\ R_2 = R_{c2} - (R_{b2}/R_{c2})x \end{cases} \quad (11)$$

此瞬点的切向速度为

$$\begin{cases} u_1 = (2\pi n_1/60) \cdot R_1 \\ u_2 = (2\pi n_2/60) \cdot R_2 \end{cases} \quad (12)$$

沿啮合线 I 的座标 ξ 与时间 t 的关系如下

$$\xi = (2\pi n_1/60) \cdot R_{b1} \cdot t \quad (13)$$

令时间基 ω 为 $\omega = (2\pi n_1/60) \cdot R_{b1}/R_k$, 则 $\theta = \omega t = \xi/R_k$. 式中 R_k 为参考半径,其值为 $R_k = R_{b1} R_{b2} \tan \varphi / (R_{b1} + R_{b2})$.

2 数值过程

引入无量纲参数群: $X = x/b_c, \bar{\xi} = \xi/R_k, \bar{W} = W/(ER_k), G = \alpha E, P = \frac{P}{E} \frac{4R_k}{b_c}, H = \frac{h}{R_k} \left(\frac{R_k}{b_c} \right), \bar{R} = \frac{R}{R_k}, \theta = \omega t, \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \bar{C}_a = \frac{Eb_c}{4R_k} C_a, \bar{C}_b = \frac{Eb_c}{4R_k} C_b$. 其中 b_c 为某一参考点的赫兹接触半宽,且有 $b_c = (8R_k^2 \bar{W} / \pi)^{1/2}$.

方程(1)~(10)可转化为无量纲形式, 然后对这些方程进行差分离散, 数值分析过程见文献[7], 在进行数值计算时, 采用了收敛性好的改进 Newton-Raphson 法。

计算分析所选用的基本原始工况参数见表 1。

表 1 原始参数

Tab. 1 Primitive parameters

齿轮齿数	$Z_1 = Z_2 = 22$
齿轮模数	$m = 6 \text{ mm}$
齿顶高系数	$h_{a1} = h_{a2} = 1.0$
变位系数	$x_1 = x_2 = 0.269 9$
压力角	$\phi = 20^\circ$
精度等级	7-7-7 GJ
中心距	$A = 135 \text{ mm}$
齿宽	$B = 20 \text{ mm}$
材料弹性模量	$E = 220 \text{ GPa}$
材料泊松比	$\nu = 0.3$
传递功率	$P_w = 20 \text{ kW}$
转速	$n = 1\ 000 \text{ r/min}$
润滑油粘度	$\mu_0 = 0.075 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
润滑油密度	$\rho_0 = 884.0 \text{ kg/m}^3$
压粘指数	$\alpha = 2.2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$
密压指数	$\begin{cases} C_a = 0.6 \text{ GPa}^{-1} \\ C_b = 1.7 \text{ GPa}^{-1} \end{cases}$

3 结果与讨论

齿轮传动过程中, 轮齿啮合刚度具有周期性变化, 且齿轮必存在制造误差, 这些激励源将使齿轮产生周期性振动, 于是对转子-直齿轮传动系统建立动力学模型, 进行动力学模拟计算, 得到一个振动周期内的动载荷变化曲线, 再考虑在双齿啮合区内的齿间载荷分配, 就得到啮合线上的动载荷分布, 即动载荷谱, 如图 2 所示。在啮合线上有 5 个特殊啮合点: 啮入点 A (右极限点 A_+), 单双齿啮合下界点 B (左极限点 B_- , 右极限点 B_+), 节点 C, 单双齿啮合上界点 D (左极限点 D_- , 右极限点 D_+), 啮出点 E (左极限点 E_-)。

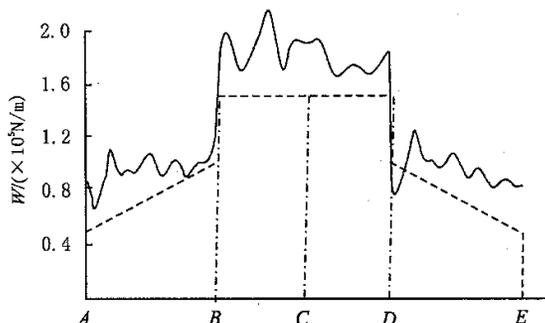


图 2 直齿轮传动动载荷谱

Fig. 2 Dynamic load distribution along meshing line

图 3 是动载荷谱下 7 个特殊啮合点上的压力分布和油膜形状。

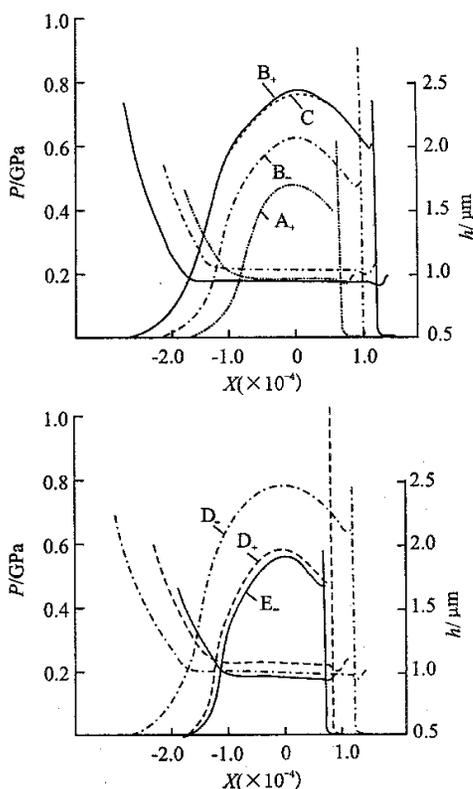


图 3 7 个特殊点上的压力分布和油膜形状

Fig. 3 Pressure distribution and film shape at seven meshing points

图 4 是中心油膜厚度(相应啮合点 $X = 0$ 处)沿啮合线的变化。

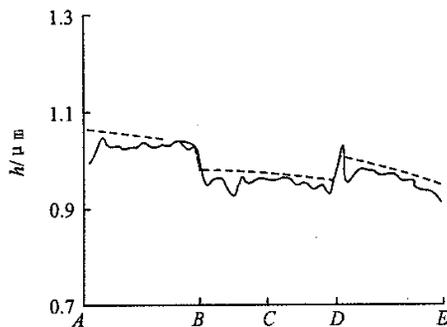


图 4 中心膜厚沿啮合线变化

Fig. 4 Variation of central film thickness along meshing line

动载荷下摩擦系数沿啮合线的变化示于图 5。其中的虚线为稳态载荷下的计算结果。

由数值计算结果可知:

1) 动载荷下考虑流体的可压缩性后, 油膜压力分布有较明显的变化; 同时由于单双齿啮合交界处处载荷的突变, 中心油膜压力 ($X = 0$ 处) 也有一较

大范围的突变,但二次压力峰值均已降低.

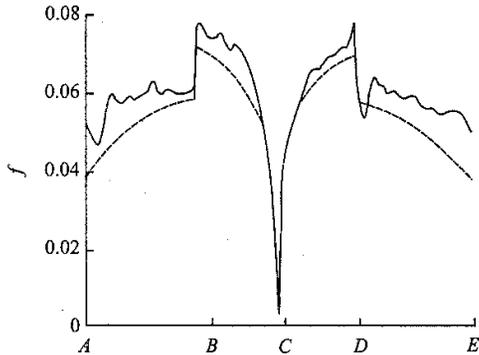


图5 摩擦系数沿啮合线变化

Fig. 5 Variation of friction coefficients along meshing line

2) 动载荷工况下,中心膜厚和摩擦系数沿啮合线的变化发生了波动,不过从总体上看,其变化趋势与稳态载荷分布下基本一致.

3) 与理想稳态载荷分布相比,动载荷下中心膜厚有所减少,而摩擦系数相应提高;进一步考虑流体的可压缩性后,其波动幅值减小,波动趋向平缓.

4 量符说明

- ρ — 润滑油密度,
- h — 油膜厚度,
- μ — 润滑油粘度,
- p — 压力,
- x — 滚动方向坐标,
- t — 时间,
- R — 综合曲率半径,
- ξ — 沿啮合线坐标,
- W — 单位长度载荷,
- u — 滑动速度.

参考文献

- [1] VICHARD J P. Transient effects in the lubrication of Hertzian contact[J]. *J Mech Sci*, 1971(3):173~180.
- [2] WANG K L, CHENG H S. A numerical solution to the dynamic load, film thickness and surface temperature in spur gear[J]. *J Mech Des*, 1981(2):177~182.
- [3] LIN Z G, MEDLY J B. Transient EHL of involute spur gear under isothermal conditions[J]. *Wear*, 1984(1):143~148.
- [4] SHI M H, ZHANG H H, HUA D Y. Transient EHL and its applications in gear transmission[M]. Finland: Proc 5th Int Cong on Trib, 1989. 409~414.
- [5] ZHANG H H, HUA D Y. Transient EHL of involute spur gear[M]. Nagoya: 1641~1646 Proc Tribology, 1990.
- [6] 卢立新, 张和豪. 齿轮传动瞬态弹流润滑的计算分析[J]. *机械传动*, 1997(2):17~20.
- [7] 卢立新, 张和豪. 渐开线直齿圆柱齿轮传动瞬态弹流润滑的研究[J]. *润滑与密封*, 1999(5):5~7.
- [8] 华东耘, 张和豪, 林宁. 齿轮传动动态—瞬态弹性流体动力润滑[J]. *机械工程学报*, 1999(4):84~90.
- [9] 华东耘, 张和豪, 徐东等. 转子齿轮传动系统动力学研究[J]. *上海工业大学学报*, 1992(2):124~134.

(责任编辑:秦和平)